

тарелок. Промышленное внедрение на одном из заводов синтетического каучука новых тарелок в колонне диаметром 2,4 м взамен клапанных подтвердило их высокую эффективность и способность к самоочищению. Осмотр внутренних поверхностей аппарата после длительной промышленной эксплуатации показал отсутствие отложений полимера на тарелках и в сливных карманах. Срок непрерывной эксплуатации аппарата увеличен более чем в 3 раза.

*Поступила в редколлегию 25.03.10*

УДК 620.16.001.24

**С.А. БЕЛОВ**, канд. техн. наук,  
**Е.А. СЫПКО, С.А. КОРОЛЕВА**,  
**О.А. БЕЛОВА**, ОАО «УкрНИИхиммаш», г. Харьков, Украина

## **ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПЛАВАЮЩЕЙ ГОЛОВКИ**

У справжній роботі проводиться дослідження напружено-деформованого стану й герметичності фланцевого з'єднання плаваючої головки теплообмінного апарату. У роботі розглядаються режим монтажу та робочий стан. При постановці завдання розглядаються наступні контактні пари: з'єднання гайок і фланця, прокладки із фланцями, а також трубної решітки з напівкільцями. Прокладка моделювалася завданням нелінійних характеристик матеріалу на базі експериментальних даних. Розрахунок зроблений за допомогою програмного комплексу, який реалізує метод кінцевих елементів.

В настоящей работе проводится исследование напряженно-деформируемого состояния и герметичности фланцевого соединения плавающей головки теплообменного аппарата. В работе рассматривается режим монтажа и рабочего состояния. При постановке задачи рассматриваются следующие контактные пары: соединения гаек и фланца; прокладки с фланцем а также трубной решетки с полукольцами. Прокладка моделировалась заданием нелинейных характеристик материала на базе экспериментальных данных. Расчет выполнен при помощи программного комплекса, реализующего метод конечных элементов.

The present work carries out research tensely-deformed conditions and tightness reinforcing flanged connections floating head warmly exchange device. In work the mode of installation and a working condition are considered. At statement of a problem it is considered two contact pairs: connections of nuts and a flange, and also a gasket with flanges. The gasket was modeled by the task of nonlinear characteristics of

a material on the basis of experimental data. Calculation is made with the help of the program complex, based on a method of final elements.

Кожухотрубчатые теплообменники с плавающей головкой получили большее распространение в химической и нефтеперерабатывающей промышленности.

Такие теплообменники применяют для нагрева или охлаждения главным образом жидких нефтепродуктов, при этом по трубному пучку пропускается более вязкая и загрязненная жидкость.

В случае загрязнения трубный пучок, составленный из прямых труб, может быть очищен механическим способом. Конструктивно теплообменник выполняется так, что все его узлы могут быть разобраны, а трубный пучок можно вынимать из корпуса.

В теплообменниках с плавающей головкой теплообменные трубы закреплены в двух трубных решетках, одна из которых неподвижно связана с корпусом, а другая имеет возможность свободного осевого перемещения. При нагревании и удлинении трубок плавающая головка свободно перемещается внутри кожуха. Наиболее полный обзор различных фланцевых соединений приведен в [2].

В настоящей работе рассматривается задача прочности и герметичности одного из основных элементов аппарата – фланцевого соединения плавающей головки [4]. Конструкция фланцевого соединения показана на рис. 1.

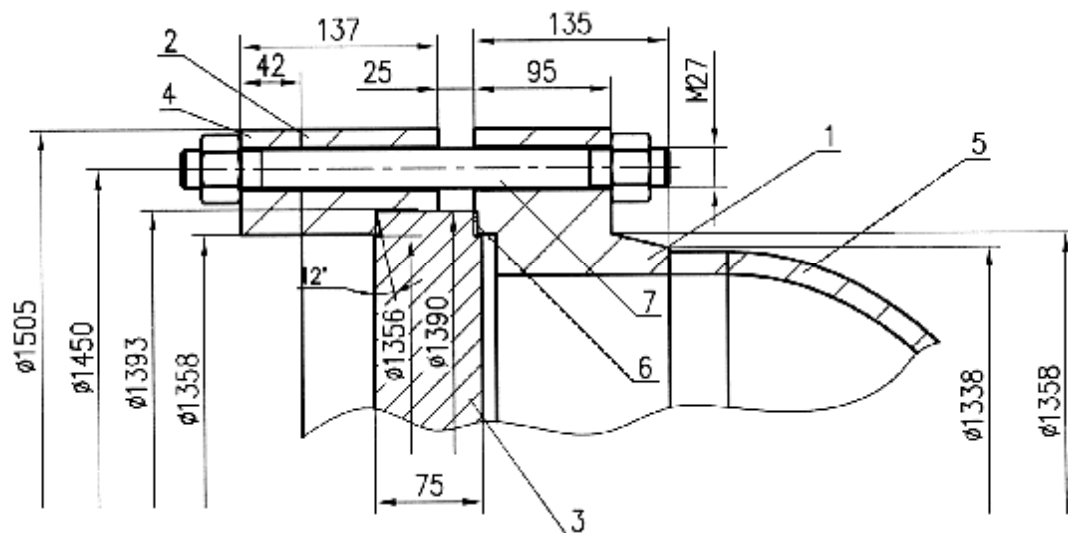


Рис. 1. Конструкция фланцевого соединения плавающей головки

Фланцевое соединение состоит из фланцевого кольца 1, двух полуколец 2, трубной решетки 3, планки 4, крышка с эллиптическим днищем 5.

В соединение также входит уплотняющая прокладка 6 и шпильки с гайками 7 (рис. 1)

Для решения задачи использовался программный комплекс, реализующий метод конечных элементов [1]. Для моделирования объемных элементов, таких как трубная доска, полукольца, шпильки, гайки, эллиптическое днище, применялся объемный конечный элемент с восемью узлами, имеющими три степени свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X, Y, Z.

Прокладка моделировалась с помощью трехмерного восьми узлового элемента взаимодействия (уплотнения).

Для конечного элемента уплотнения в качестве свойств материала задавались кривые деформирования паронитовой прокладки при нагружении (кривая нагружения) и нескольких циклах разгрузки (кривые разгрузки), полученные экспериментальным путем на разрывной машине «Instron» (рис. 2).

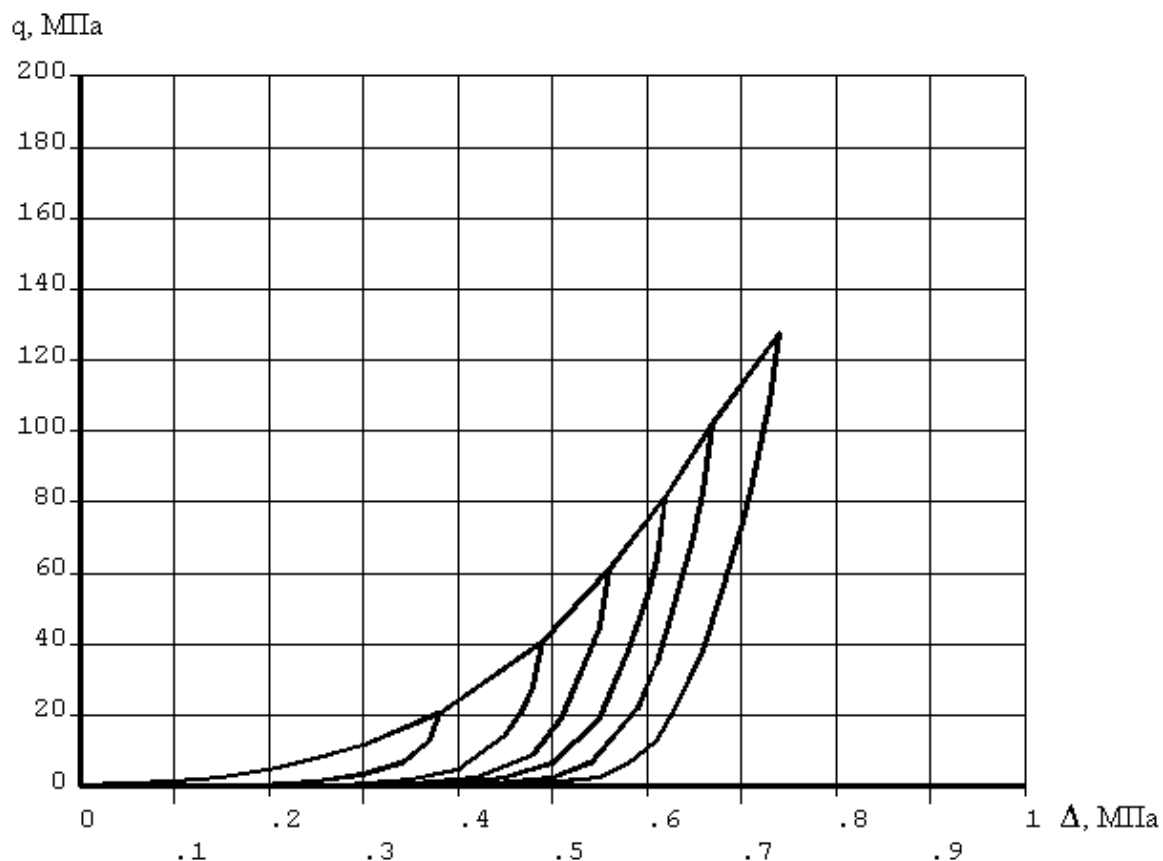


Рис. 2. Диаграмма деформирования паронитовой прокладки

В программном комплексе кривые деформирования задаются в табличном виде.

Усилие затяжки болтов, обеспечивающее герметичность прокладки, моделировалось с помощью элементов предварительного нагруженного соединения. Элемент имеет одну степень свободы UX. Направление перемещения UX соответствует направлению предварительного усилия. Предварительно нагруженное сечение моделируется набором предварительно нагруженных элементов.

Для моделирования контактного взаимодействия гаек с фланцевым соединением, а также трубной решетки с полукольцами задавался трехмерный контактный элемент типа поверхность с поверхностью и связанный с ним трехмерный ответный элемент. Контактная задача решалась с учетом сил трения с коэффициентом трения  $\mu = 0,3$ . В алгоритм решения контакта заложен расширенный метод множителей Лагранжа.

В силу симметрии конструкции и действующей нагрузки фланцевого соединения плавающей головки, рассматривается 1/60 часть конструкции. Напряжения в конструкции, вызванные ее весом, в расчете не учитываются ввиду их малости.

Расчет проводился для двух режимов: монтаж и рабочие условия.

Для выполнения условия герметичности при монтаже каждая из шпилек в месте соединения гаек с фланцами создает контактное давление с результирующим усилием  $N_{60} = 66758,3 \text{ Н}$  [3].

В рабочих условиях дополнительно к предварительной затяжки шпилек подается давление в трубное пространство  $p = 1,6 \text{ МПа}$ , в межтрубное пространство  $p = 0,53 \text{ МПа}$ . Температура фланцев и стенок эллиптического днища составляет  $t = 180,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура трубной решетки равна  $t_p = 225,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , болтов –  $t_b = 135,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Объемная геометрическая модель 1/60 части фланцевого соединения плавающей головки приведена на рис. 3.

В результате расчета напряженно-деформированного состояния фланцевого соединения плавающей головки получены распределения напряжений и перемещений во фланцевом кольце, полукольцах, шпильках и прокладке.

Деформированное состояние прокладки в режиме монтажа и в рабочих условиях показано на рис. 4.

Распределение контактного давления на прокладке для расчетных режимов приведено на рис. 5.

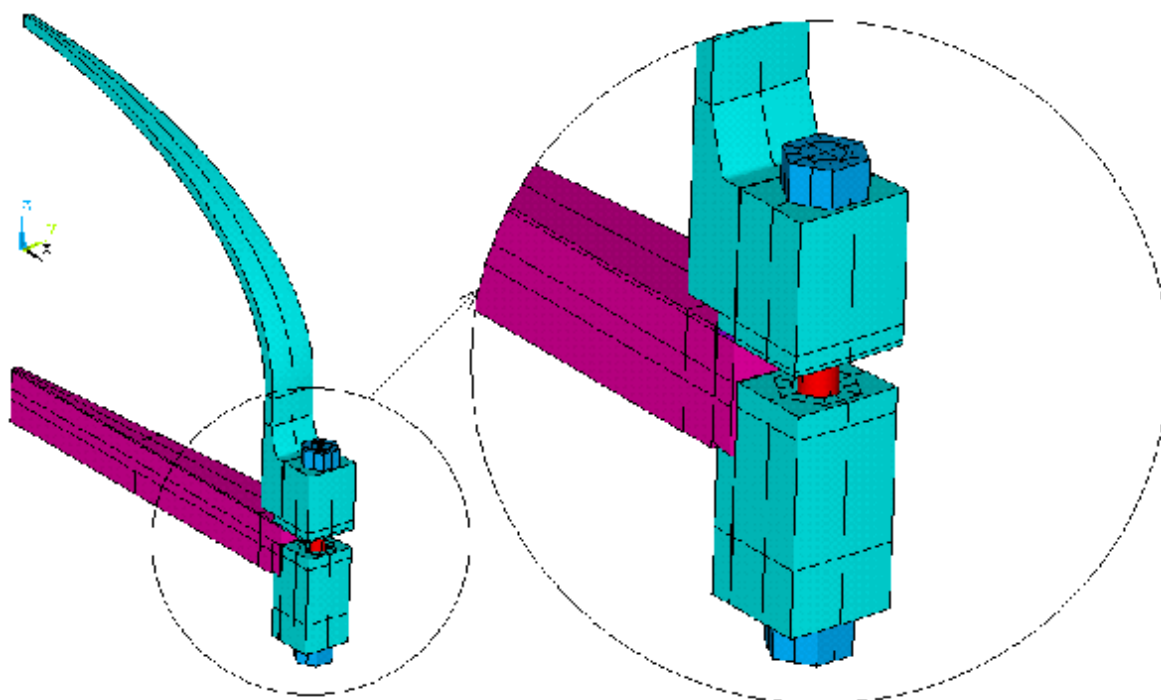


Рис. 3. Объемная геометрическая модель 1/60 части фланцевого соединения плавающей головки

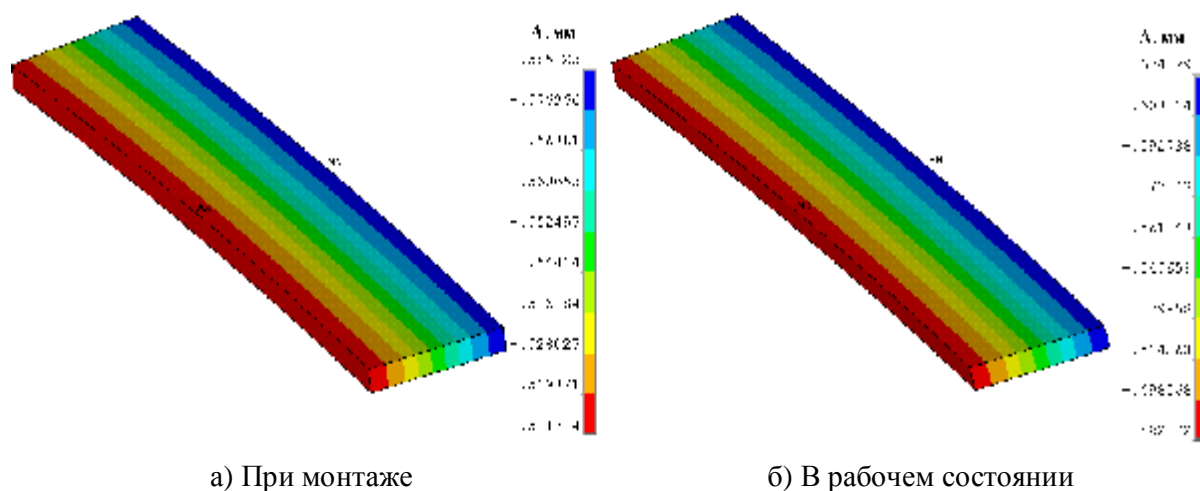


Рис. 4. Деформации прокладки

Общим требованием, необходимым для осуществления герметизации системы, является создание предварительной деформации всех элементов до величины, обеспечивающей удельное давление в контакте, достаточное для необходимого противодействия протеканию уплотняемой среды. Например, согласно нормам расчета [3] для паронита необходимо создать контактное давление 20,0 МПа. Для обеспечения герметичности соединения в рабочих

условиях необходимо обеспечить давление на прокладке, равное  $q_n = m \cdot p$ , где  $m$  – коэффициент прокладки [3],  $p$  – расчетное давление в аппарате.

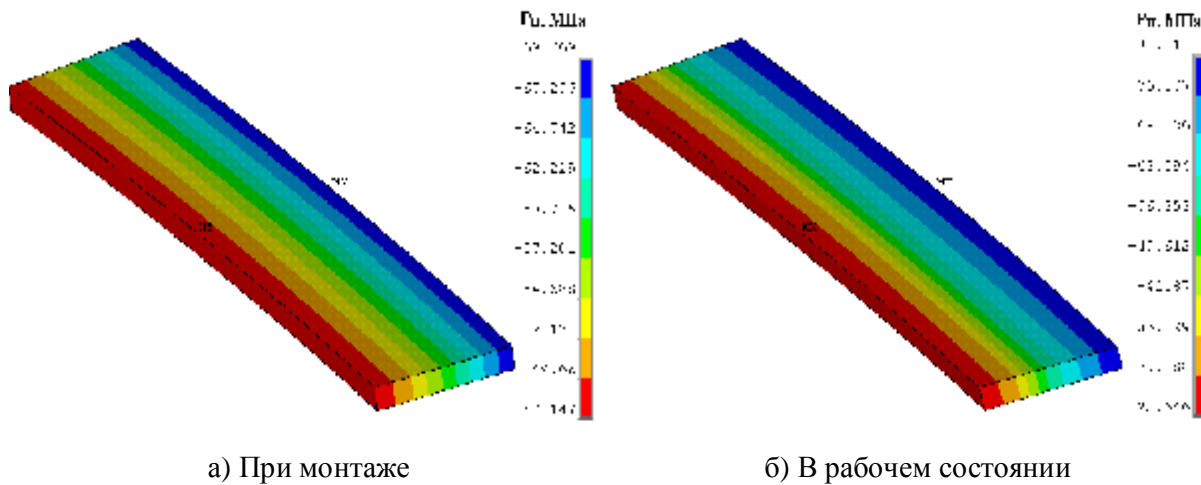


Рис. 5. Контактное давление на прокладки

Как видно из результатов, представленных на рис. 4 и рис. 5, контактное давление неравномерно как по ширине, так и вдоль окружного направления. Максимальное контактное давление создается в сечении, проходящем через шпильки. Минимальное контактное давление возникает в области между шпильками. Условие герметичности  $q_n \geq 20,0 \text{ МПа}$  – для режима монтажа,  $q_n \geq m \cdot p = 4,0 \text{ МПа}$  – в рабочих условиях выполняется по всей поверхности прокладки.

На рис. 6 и рис. 7 представлены диаграммы распределения окружных и осевых напряжений во фланцевом кольце в рабочем состоянии. Как видно из представленных результатов, максимальные окружные и осевые напряжения возникают в месте сопряжения конической втулки с эллиптическим днищем в сечении, проходящем через шпильки.

На рис. 8 и рис. 9 представлены диаграммы распределения напряжений среза в полукольце при монтаже и в рабочем состоянии.

Максимальные напряжения, как при монтаже, так и в рабочем режиме, возникают в области контакта трубной решетки с полукольцом.

На рис. 10 и рис. 11 показаны диаграммы распределения осевых напряжений в шпильке при монтаже и в рабочем состоянии. Как видно из результатов расчета в процессе эксплуатации шпилька подвергается значительному изгибу. Максимальные изгибные напряжения возникают в местах максимальных углов поворота – соединения шпильки с гайкой.

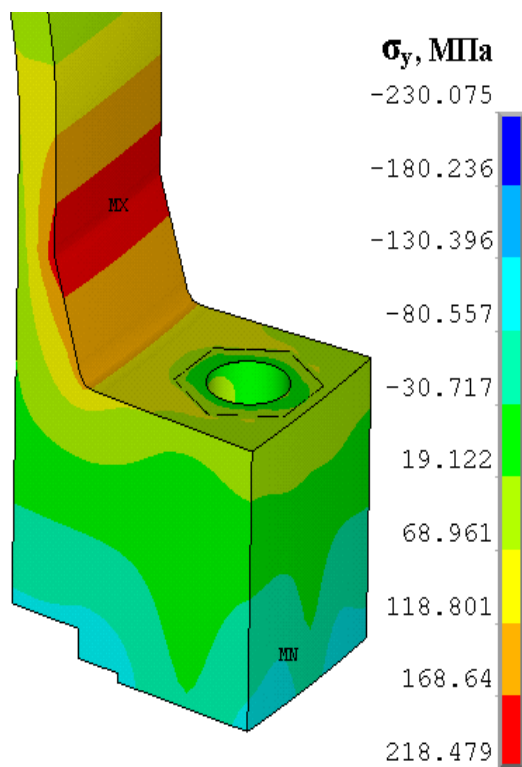


Рис. 6. Распределение окружных напряжений во фланцевом кольце в рабочем режиме

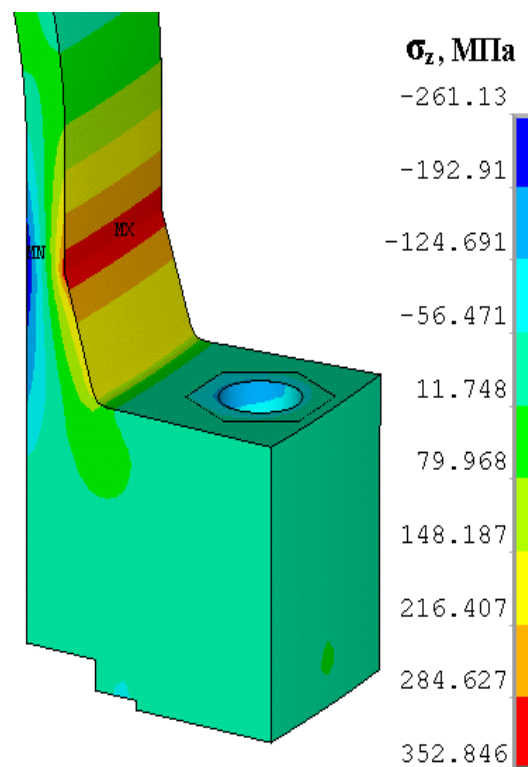


Рис. 7. Распределение осевых напряжений во фланцевом кольце в рабочем режиме

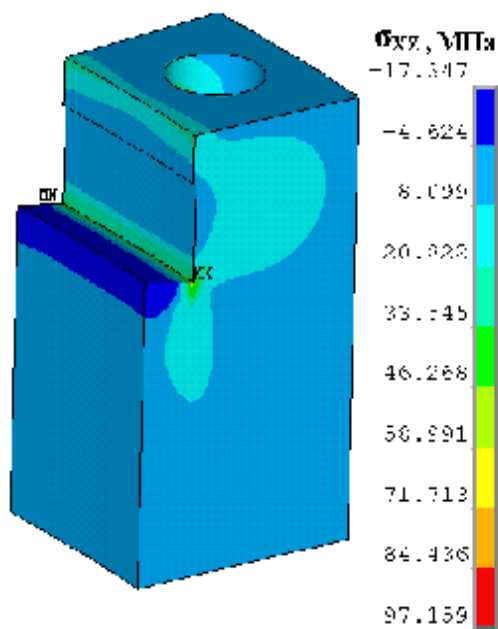


Рис. 8. Напряжения среза в полукольце при монтаже

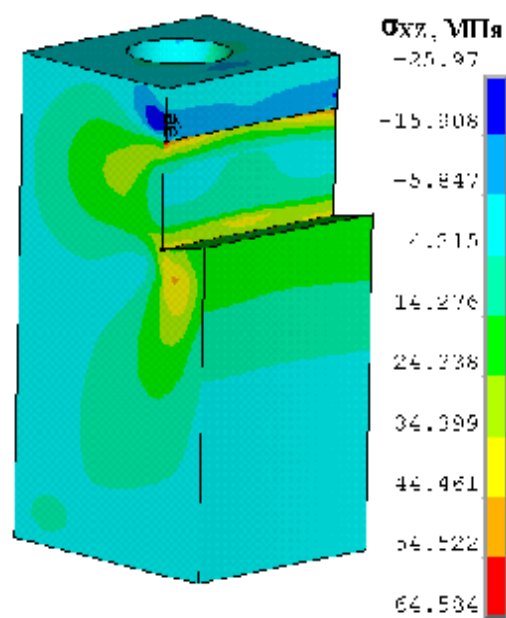


Рис. 9. Напряжения среза в полукольце. Рабочий режим

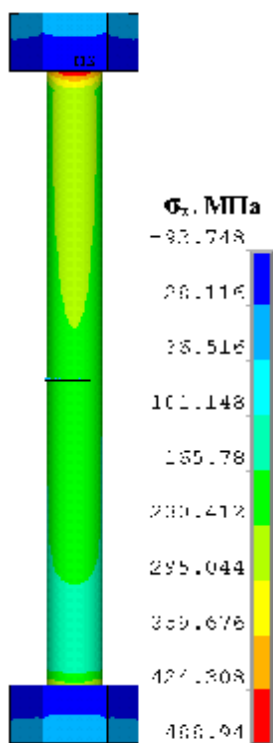


Рис. 10. Осевые напряжения в шпильке при монтаже

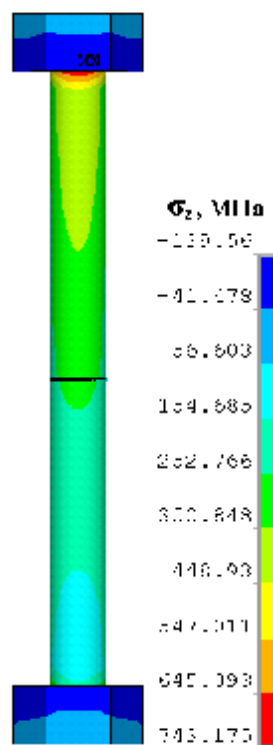


Рис. 11. Осевые напряжения в шпильке в рабочем режиме

В результате решения нескольких контактных пар было получено, что максимальное контактное давление между трубной решеткой и полукольцами составляет 425 МПа. Контактное давление между гайкой и фланцем показано на рис. 13 и рис. 14.

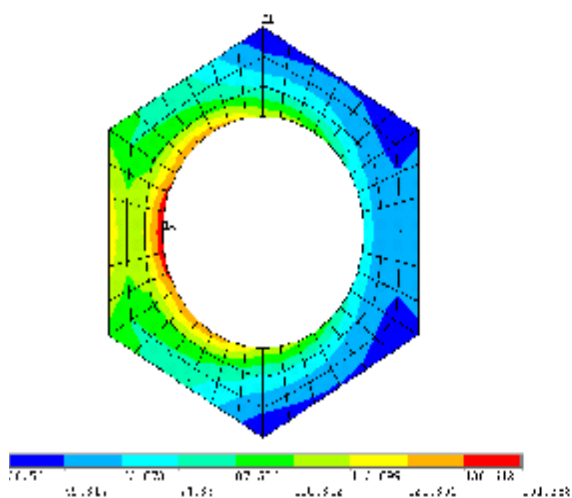


Рис. 13. Контактное давление между контактными парами

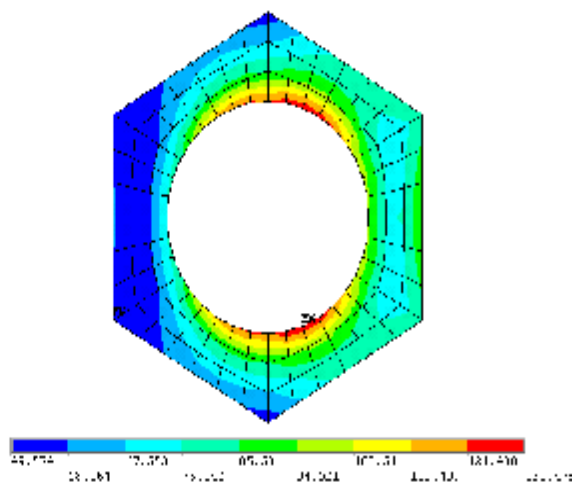


Рис. 14. Контактное давление между контактными парами



гайка – фланцевое кольцо

гайка – полукольцо

Характер распределения контактного давления подтверждает, что углы поворота фланца и шпильки отличаются друг от друга.

### **Выводы.**

В результате расчета получены распределение контактного давления на прокладке, напряженное состояние фланцевого кольца, полукольца и шпилек, контактное давление между поверхностями гайки и фланца, а также трубной решетки и полукольца.

**Список литературы:** 1. Басовч К. ANSYS: справочник пользователя / [К. Басовч]. – М.: ДМК-Пресс, 2005. – 640 с. 2. Товажнянский Л.Л. Расчет и конструирование разъемных герметичных систем химической техники / Л.Л. Товажнянский, Л.П. Перцев. – Х.: НТУ «ХПИ», 2006. – 268 с. 3. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений: ГОСТ Р 52857.4-2007. – [Введен в действие от 27.12.2007]. – М.: Стандартинформ, 2008. – 38 с. 4. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты: ГОСТ Р 52857.7-2007. – [Введен в действие от 27.12.2007]. – М.: Стандартинформ, 2008. – 48 с

*Поступила в редколлегию 25.03.10*

УДК 621.129.12

**В.М. ДОЛИНСКИЙ**, канд. техн. наук,

**М.В. КРАВЕЦ**, ОАО "УкрНИИхиммаш", г. Харьков, Украина

## **РАСЧЕТ ПЛОСКИХ КРЫШЕК С ДОПУСКОМ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ**

Запропонована методика розрахунку плоских круглих днищ. Методика базується на деформаційній теорії пластичності, що дозволило повніше використати резерви міцності металу порівняно із застосуванням в нормативній документації методом граничної рівноваги. Подані приклади розрахунків, що показали ефективність запропонованої методики.

Предложена методика расчета плоских круглых днищ. Методика базируется на деформационной теории пластичности, что позволило более полно использовать резервы прочности металла по сравнению с использованным в нормативной документации методом предельного равновесия. Приведены примеры расчетов, которые доказали эффективность предложенной методики.